

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 57-168085

(43)Date of publication of application : 16.10.1982

(51)Int.Cl.

F04C 29/00

(21)Application number : 56-053405

(71)Applicant : MATSUSHITA ELECTRIC IND CO LTD

(22)Date of filing : 08.04.1981

(72)Inventor : MARUYAMA TERUO
ABE RYOICHI

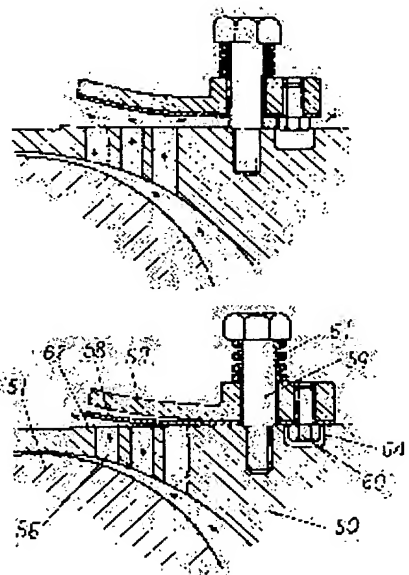
(54) COMPRESSOR

(57)Abstract:

PURPOSE: To prevent the liquid compression and the over-compression without causing the compression damage or increasing the bending stress of a flapper valve by constructing such that a resiliently supported valve stopper will displace under excessive pressure to increase the effective delivery area.

CONSTITUTION: Under the steady driving where there is no excessive pressure, a flapper valve 58 will displace in the range regulated by a valve stopper 57 around the fixed supporting end or a supporting shaft 59.

Consequently the maximum bending stress of the flapper valve 58 will never exceed the level to be determined by the curvature R of the valve stopper 57. While under the non-steady state where the liquid compression and the over-compression have occurred, the valve stopper 57 will float against a coil spring 61. Consequently the sufficiently large gap is produced between the flapper valve 58 contacting tightly with the valve stopper 57 and a valve seat 62 to discharge the large amount of fluid to the exterior thus to prevent the liquid compression and the over-compression.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

BEST AVAILABLE COPY

⑩ 日本国特許庁 (JP)
⑫ 公開特許公報 (A)

⑪ 特許出願公開
昭57—168085

⑤ Int. Cl.³
F 04 C 29/00

識別記号

庁内整理番号
7018—3H

⑬ 公開 昭和57年(1982)10月16日

発明の数 1
審査請求 未請求

(全 5 頁)

⑭ 圧縮機

① 特 願 昭56—53405

② 出 願 昭56(1981)4月8日

⑦ 発 明 者 丸山照雄
門真市大字門真1006番地松下電
器産業株式会社内

⑧ 発 明 者 阿部良一

門真市大字門真1006番地松下電
器産業株式会社内

⑨ 出 願 人 松下電器産業株式会社

門真市大字門真1006番地

⑩ 代 理 人 弁理士 中尾敏男 外1名

明 細 書

1、発明の名称

圧縮機

2、特許請求の範囲

圧縮流体の出口である吐出孔と、この吐出孔を開閉するリードバルブと、このリードバルブの変位を規制するバルブ押えとを有する圧縮機において、圧縮流体の発生圧力が大きな非定常時においては、吐出有効面積が定常時よりも大なるように、前記バルブ押えを変位させるよう構成したことを特徴とする圧縮機。

3、発明の詳細な説明

本発明は圧縮機の液圧縮、過圧縮防止に関するものである。

以下本発明をカーター用スライディングベーン圧縮機に適用した一実施例について述べる。一般のスライディングベーン式の圧縮機は、第1図に示す様に、内部に円筒空間を有するシリンダ1と、この両側面に固定され、シリンダ1の内部空間である羽根室2をその側面において密閉する

側板(第1図では図示せず)と、前記シリンダ1内に偏芯して配置されるロータ3と、このロータ3に設けた溝4に摺動可能に係合されたベーン5より構成される。6は吸入孔、7は吐出孔(鎖線で示す)、8はフラップバルブのバルブ押え、9はヘッドカバーである。

ベーン5は、ロータ3の回転に伴い、遠心力及びベーン5の後端部24に供給される高圧のオイル25によって、遠心方向に力を与えられることにより、その先端面がシリンダ1の内壁面を摺動しつつ、ガスの圧縮を計っている。

第2図において、10、11はそれぞれ側板であるフロントパネル及びリアパネル、12は回転軸、13、14は、それぞれフロント側及びリア側の軸受、15はクラッチのディスク、16はブリー、17はメカニカルシール、18はリアケース、19はリアケース18内に収納されたオイル分離器、20は前記リアケース18内のオイル、21はこのオイル25をベーン後端部24に供給するためのオイルコントロールバルブ、27

はオイル流通路である。

また、20、21、22の部材で液圧縮、過圧縮防止のためのリリーフ弁23を構成しており、それぞれ、ボール20、バネ21、及びバネ押え22である。

さて、カークラー用圧縮機において、従来次の様な問題点があった。

前述した様に、各摺動面の潤滑も兼ねて、ベーン後端部24にオイルを供給しているため、圧縮機の停止後、低圧側の羽根室2内に、吐出ガスによって加圧された高圧のオイル25が矢印A（第1図）のどとく流出し、羽根室2内に充填される。そのため、圧縮機を放置後再度駆動するときには、粘度の高い大量のオイルが吐出側へ強制的に圧送されることになる。

とくに実施例で用いたカークラー用圧縮機の場合は、圧縮機の使用回転数が車両のエンジンの回転数によって決まり、特に $\omega = 6000 \text{ rpm}$ 程度の高速で回転始動した場合には、上記オイルが吐出側へ流出する際の過大な液圧縮圧力の発生によ

すなわち、羽根室内がバネ21力で決まる圧力以上になったとき、ボール20で遮断されている流通路を開放させることにより、高圧のオイルをリアケース内部に帰還させる様に構成される。上記バルブは、極力吐出側に近づけて設ける必要があるが、圧縮機の構成上、ボール20で遮断される部分の開口面積を十分に大きくとれず、羽根室内に大量に充填したオイルを液圧縮圧力の発生なく、リアケース18内部に逃がす程の効果は得られなかった。また、リリーフ弁23を吐出側の近くに構成する程定常回転時における効率のロスが問題となる。すなわち、リリーフ弁23の空隙部28（第2図）に残留した高圧のガスが吐出されないまま再膨張するためであり、体積効率の低下につながる要因となった。

上記(3)の場合、流体の流出路である吐出部の吐出有効面積を大きくする程、上記液圧縮圧力を低く押えることが出来る。

第3図は、従来の吐出部の一例を示すもので、

29はリードバルブの一種であるフラップバルブ、

って、圧縮機の破損（例えば焼付）を起こす大きな要因となっていた。

上記問題点を解消するために、従来次の様な方法があった。

(1) オイルの流出を防止するオイルコントロールバルブを設ける。

(2) 液圧縮防止用のリリーフ弁を設ける。

(3) 吐出有効面積を大きくする。

上記(1)の場合、定常運転状態ではオイル25をベーン後端部24に供給出来、圧縮機の停止後、オイルの供給を遮断するバルブを、リアケース18とベーン後端部24の流体経路の間に設ける必要がある。（第2図に上記オイルコントロールバルブ26を図示するが詳細は省略する。）

上記作用を有するバルブは構成が複雑であり、コスト高となる問題点があった。

上記(2)は、第1図～第2図の具体例で示す様に、例えばリアプレート11に、リアケース18内部と吐出側の羽根室に連絡するリリーフ弁23を設ける方法である。

30はボルト、31は弁座である。7、29、8で構成される吐出部の吐出有効面積はバルブ押え8の曲率半径： R が小さい程、あるいは、開口部の高さ： h が大きい程大きい。しかし、フラップバルブ29の繰返し最大曲げ応力の許容値内に収まる様に、上記 R 及び h を決定する必要があり、それゆえ、吐出有効面積のとりうる上限値には大きな制約があった。

吐出部の有効面積は、液圧縮、過圧縮圧力の大きさに極めて大きな影響を与え、例えば、液圧縮の場合、最大発生圧力は有効面積の2乗にはほぼ比例すると考えてよい。

従来圧縮機においては、弁座31とバルブ押え8の間の吐出有効面積が、吐出部全体の有効面積を制約する大きなネックポイントであった。例えば、第3図で示す様に、 $\phi 3.8 \text{ mm}$ の吐出孔7を9コ並列に形成した場合、その開口面積は $S = 1.02 \text{ cm}^2$ であり、縮流係数を $C = 0.7$ としたとき、有効面積： $s = C \times S = 0.71 \text{ cm}^2$ まで得ることが出来、実測値とほぼ一致した。

ところが、バルブ押え8の曲率半径： $R=10\text{mm}$ 、フラップバルブの支持部が先端までの長さ： $L=26.8\text{mm}$ 、フラップバルブの板厚： $t=0.305\text{mm}$ として前記吐出孔と組み合わせた吐出部を構成した場合、弁座31とバルブ押え8間の有効面積は実測の結果値が $a=0.15\text{cm}^2$ しか得ることが出来なかった。

上記条件下において生ずる最大曲げ応力は、 $\sigma=32.3\text{kg/mm}^2$ であり、例えば、フラップバルブとしてよく用いられるCr-Moステンレス鋼の場合では、繰返し疲労に対する安全率は、2倍強しか得ることが出来なかった。

以上、カーター用圧縮機が抱える液圧縮に関する問題点について説明した。

通常の圧縮機においても、その圧縮機の型式によらず、潤滑のためにシリンダ室内にオイルを供給しており、液圧縮対策は共通の課題である。また低温放置後の高速駆動時においては、冷媒ガス（例えばフロンR12）による過圧縮も、圧縮機が抱える大きな問題である。低温下では、密度の

高くなった冷媒（液化している場合もある）が、吐出部通過時異状な圧力の発生をもたらすことがあり、圧縮機を破損させる要因の一つであった。本発明は、圧縮機の液圧縮、過圧縮対策における前述した問題を解消するものである。

すなわち、フラップバルブの変位を規制するバルブ押えを弾性支持構造とすることにより、定常駆動時には、フラップバルブは従来通りの作動を行い、かつ過大な圧力の発生時には、弾性支持されたバルブ押えが変位することにより、吐出有効面積が増大する様に構成したものである。

上記方法により、圧縮損やフラップバルブの曲げ応力の増大をもたらすことなく、液圧縮・過圧縮の防止を計ることが出来るもので、以下、本発明の実施例について説明する。

第4図は、本発明の一実施例を示す圧縮機の正面断面図で、50はシリンダ、51はロータ、52はベーン、53はヘッドカバー、54はヘッドカバー53に形成された吸入孔、55はシリンダ50に形成された吸入溝、56はシリンダ50

に形成された吐出孔である。

第5図は、実施例の吐出部の詳細図であり、(i)は上面図、(ii)は定常駆動時のフラップバルブの動作状態を示す側面図、(iii)は液圧縮、過圧縮が発生した場合の非定常状態における動作状態を示す側面図である。

57はバルブ押え、58はフラップバルブ、59は支軸、60はフラップ固定ボルト、61はコイルバネ、62はシリンダ50の吐出側端面である弁座、63はバルブ押えに形成されたネジ部、64は上記フラップ固定ボルト60の頭部を収容するためシリンダ50に形成された凹部である。

第6図は上記フラップバルブ単体の外観形状を示す図であり、65はフラップ固定用ボルト穴、66は支軸用ガイド穴である。

フラップバルブ58は、バルブ押え57の下面で、固定ボルト60によって固着されており、かつ、バルブ押え57は、支軸59の頭部とバルブ押え57の間に設けられたコイルバネ61によって、その下面が通常弁座に密着する様に構成し、さら

にバルブ押え57及びフラップバルブ58に形成する支軸用ガイド穴66の外径は、支軸59の外径よりも若干大き目にし、バルブ押え57及びフラップバルブ58が支軸59をガイドにして、軸方向に移動可能になる様に構成して吐出部を構成している。

図(ii)で示す様に、過大な圧力が発生しない定常駆動時には、フラップバルブ58は支軸59を固定支持端として、バルブ押え57で規制される範囲でしか変位しない。それゆえ、フラップバルブ58の最大曲げ応力は、バルブ押え57の曲率半径： R （第5図）で決まる値以上を越えることはない。

液圧縮・過圧縮が発生した図(iii)の非定常状態においては、コイルバネ61に抗して、バルブ押え57が浮上する。

その結果、バルブ押え57に密着状態になったフラップバルブ58と弁座62の間は、十分大きな間隙が得られ、大量の流体を抵抗なく吐出側外部に放出することが出来る。

この様に、非定常状態においては、バルブ押え
57の形状に関係なく十分に大きな吐出有効面積
が得られるため、バルブ押え57の曲率半径を十
分大きく、それゆえ、フラップバルブ58の変位
を十分小さくすることが出来る。

その結果、フラップバルブ58に生ずる最大曲げ
応力も極力小さく出来、繰返し疲労による破損は
問題とならない。

また、実施例では、非定常時、バルブ押え57と
フラップバルブ58が一体となって浮上するため、
過大な曲げ応力がフラップバルブ58に加わるこ
ともなく、それゆえ部材の損傷のない着実な作動
を見込むことが出来る。

第7図は本発明の他の実施例を示すもので、
100はロータ、101はシリンダ、102はヘ
ッドカバー、103はバルブ押え、104は支軸、
105はフラップバルブ、106はコイルバネ、
107はフラップ固定ボルト、108は吐出孔で
ある。

第7図はコイルバネ106をバルブ押え103と

ヘッドカバー103の間で、かつ、吐出ポート
108の上面部に配置したものである。

本構成により、バルブ押え103と支柱104の
間に片持ちによる振り荷重を受けることなく、バ
ルブ押え103を異常圧力発生時スムーズに浮上
させることが出来る。

この様に、本発明では、各部材の構成に様々なバ
リエーションが可能である。

例えば、上記コイル106バネ（あるいは第5図
61）は板バネでもよい。バルブ押え103は実
施例では上下にスライドする構成であるか、振り
回転する構成でもよい。リードバルブは実施例で
はフラップ形状（第5図では55、第7図では
105）を用いているが、スプリング形状でもよ
く、この場合、上記スプリングを収納するケース
が、異常高圧発生時、吐出有効面積が大なる様に
変位する様な構成でもよい。

以上、カークーラー用スライディングペーン式
圧縮機に適用した実施例について説明したように、
本発明によれば、圧縮機の液圧縮、過圧縮による

破損を確実に防止することができる。

本発明は、圧縮流体の逆流防止を目的として、吐
出バルブが設けられた圧縮機ならば、どの様な型
式の圧縮機にも適用することが出来る。

例えば、レシプロ式、ローリングピストン式、ス
クロール等、幅広い型式の圧縮機に適用出来、そ
の効果は顕著なものがある。

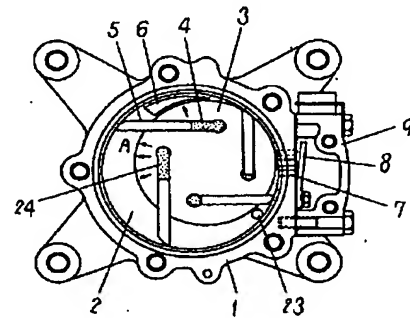
4. 図面の簡単な説明

第1図は、従来のスライディングペーン式圧縮
機のフロントプレートとをとりはずした状態の正面
図、第2図は同圧縮機の側面図、第3図は従来の
吐出バルブの正面図、第4図は本発明の一実施例で
ある圧縮機の正面断面図、第5図は、第4図の吐
出バルブの詳細図で、(i)は上面図、(ii)は定常駆動
時を示す正面図、(iii)は非定常状態を示す正面図、
第6図は同圧縮機のフラップバルブの形状
を示す上面図である。

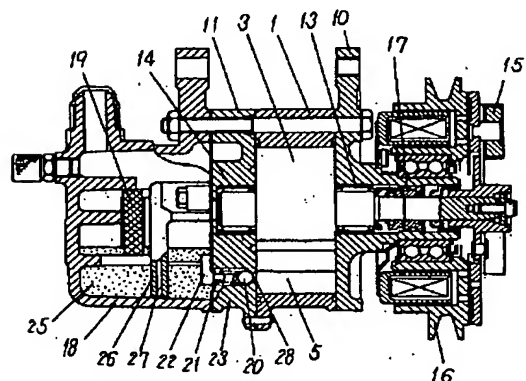
56……吐出孔、58……リードバルブ、57
……バルブ押え。

代理人の氏名 弁理士 中 尾 敏 男 はか1名

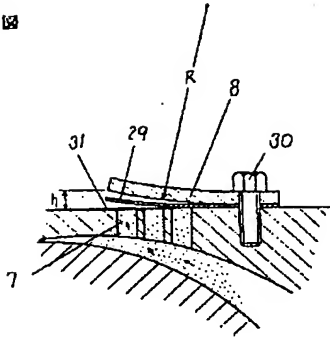
第 1 図



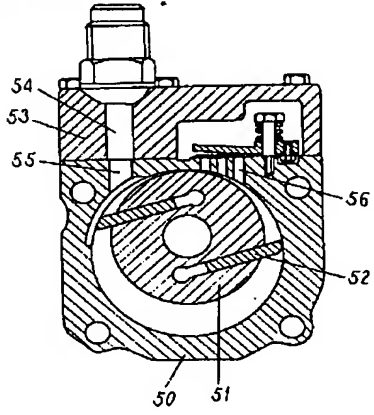
第 2 図



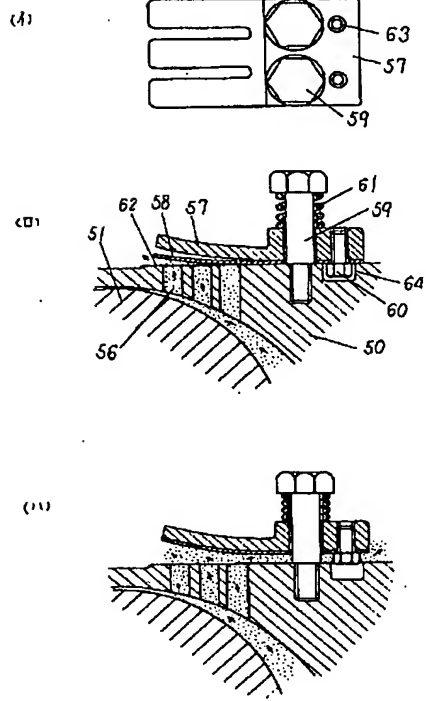
第 3 図



第 4 図



第 5 図



第 6 図

